

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-042064
 (43)Date of publication of application : 13.02.2003

(51)Int.Cl. F04B 39/00
 F04B 39/10
 F25B 1/02

(21)Application number : 2001-231485 (71)Applicant : MATSUSHITA REFRIG CO LTD

(22)Date of filing : 31.07.2001 (72)Inventor : KATAYAMA MAKOTO

OTA TOSHIHIKO
 IDE TERUMASA
 HORIGUCHI TAKAFUMI
 ISHIDA TAKANORI
 NAGAO TAKAHIDE
 SAIDA YOSHINORI

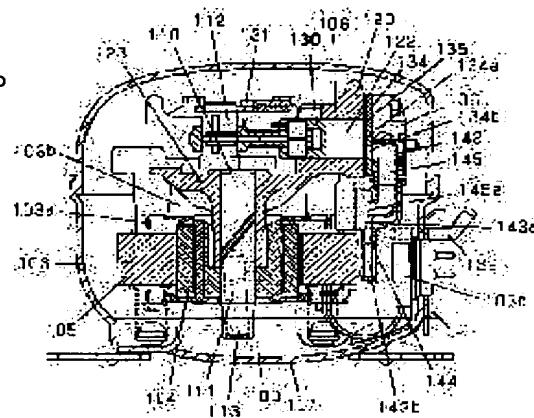
(54) HERMETICALLY CLOSED COMPRESSOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the noise reduction characteristic of an intake muffler of a compressor used for the freezing cycle etc.

SOLUTION: An opening end 145 of a first passage with large pressure pulsation caused by the blow back from a compression chamber 122 of the intake muffler 143 is made to extend and open at a section of the noise in a specific frequency range to be reduced inside a first space 143a with a high noise reducing effect, and in addition, an opening end 144a of a second passage is made to extend to a narrow space 143b. As a result, a high noise reducing effect can be efficiently achieved in a limited space.

1.07 電動機器
 1.09 電動機器
 1.06 工業用系
 1.20 シリコーンゴム
 1.32 ブラスレバ
 1.35 ハルブアンドド
 1.36 ブラス管
 1.37 ブラス管



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-42064

(P2003-42064A)

(43)公開日 平成15年2月13日(2003.2.13)

(51) Int.Cl.⁷
F 0 4 B 39/00
39/10
F 2 5 B 1/02

識別記号
101

F I テーマート(参考)
 F 0 4 B 39/00 1 0 1 F 3 H 0 0 3
 39/10 H
 F 2 5 B 1/02 Z

審査請求 未請求 請求項の数 4 OJ (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2001-231485(P2001-231485)

(71)出席人 000004488

(22) 出願日 平成13年7月31日(2001.7.31)

滋賀県草津市野路東2丁目3番1-2号

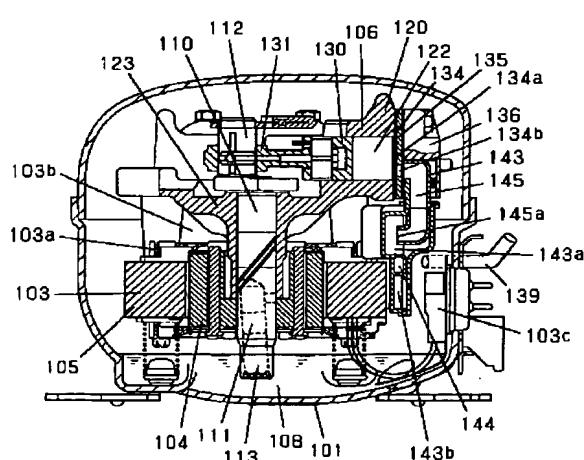
(54) 【発明の名称】 密閉型圧縮機

(57) 【要約】

【課題】 冷凍サイクル等に使用される圧縮機に関し、
 吸入マフラーの消音特性向上を図る。

【解決手段】 吸入マフラー 143 の圧縮室 122 からの吹き返しによる圧力脈動の大きい第1連通路の開口端 145 を消音効果の高い広い第1空間 143a 内で消音したい特定周波数域の騒音の節に延出開口して、更に第2連通路開口端 144a を狭い空間部 143b 側に延出することによって、限られた空間においても効率的に高い消音効果を得ることができる。

101	密閉容器	134	吸入バルブ
105	電動要素	135	バルブプレート
106	圧縮要素	143	吸入マフラー
120	シリンドラーブロック		



【特許請求の範囲】

【請求項1】密閉容器内にオイルを貯留するとともに電動要素によって駆動される圧縮要素を収容し、圧縮室を有するシリンダーブロックと、前記シリンダーブロックの圧縮室開口端を封止するとともにその端面に吸入バルブを形成するバルブプレートと、消音空間を形成する吸入マフラーとを前記圧縮要素の構成に含み、前記吸入マフラーは第1空間と前記第1空間よりも狭い第2空間とを前記消音空間内に構成するとともに、前記吸入バルブと前記第1空間とを連通させ、前記第1空間内に延出開口する第1連通路と、前記密閉容器内と前記第2空間とを連通させる第2連通路とを有することを特徴とする密閉型圧縮機。

【請求項2】密閉容器内にオイルを貯留するとともに電動要素によって駆動される圧縮要素を収容し、圧縮室を有するシリンダーブロックと、前記シリンダーブロックの圧縮室開口端を封止するとともにその端面に吸入バルブを形成するバルブプレートと、合成樹脂で形成される吸入マフラーとを前記圧縮要素の構成に含み、前記吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、前記吸入バルブと前記消音空間内とを連通させる第1連通路と、前記密閉容器内と前記消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、前記第1連通路と前記第2連通路の少なくとも一方に前記消音空間内に延出開口するとともに別体部品で形成された延出開口部を有し、前記延出開口部に溶着突起を設けるとともに、前記溶着突起に縫合する孔を前期本体に設けたことを特徴とする密閉型圧縮機。

【請求項3】吸入バルブはバルブプレートに設けた吸入孔およびこれを封止する可動弁からなり、第1連通路の共鳴周波数を前記可動弁の固有振動数の4倍以下としたことを特徴とする請求項1に記載の密閉型圧縮機。

【請求項4】密閉容器内にオイルを貯留するとともに電動要素によって駆動される圧縮要素を収容し、圧縮室を有するシリンダーブロックと、前記シリンダーブロックの圧縮室開口端を封止するバルブプレートと、前記バルブプレートに設けた吸入孔およびこれを封止する可動弁からなる吸入バルブと、吸入マフラーとを前記圧縮要素の構成に含み、前記吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、前記吸入バルブと前記消音空間内とを連通させる第1連通路と、前記密閉容器内と前記消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、 $c\text{ m}^3$ で表した前記消音空間の容積とJIS B 8606の試験方法で吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件におけるワットで表した冷凍能力との比が2.5以上で、かつ前記第1連通路の共鳴周波数を前記可動弁の固有振動数の4倍以下としたことを特徴とする密閉型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷蔵庫、エアーコンディショナー、冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧

縮機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年、冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧縮機は高効率、低騒音が強く望まれると共に、製造コストの低減が望まれている。

【0003】従来の密閉型圧縮機としては、米国特許5,228,843号公報や特表2001-50383号公報に記載されているものがある。

【0004】以下、図面を参照しながら、上述した従来の密閉型圧縮機について説明する。

【0005】図12は従来の密閉型圧縮機の縦断面図である。図13は従来の密閉型圧縮機の要部断面図である。図12、図13において1は密閉容器で、巻線部3aを保有する固定子3と回転子4からなる電動要素5と、電動要素5によって駆動される圧縮要素6を収容する。8は密閉容器1内に貯留したオイルである。

【0006】10はクランクシャフトで、回転子5を圧入固定した主軸部11および主軸部11に対し偏心して形成された偏心部12を有するとともに、主軸部11の内部にはオイルポンプ13がオイル8中に開口するよう設けてある。20はシリンダーブロックで、略円筒形の圧縮室22を有するとともに主軸部11を軸支する軸受け部23を有し、電動要素5の上方に形成されている。

30はピストンでシリンダーブロック20の圧縮室22に往復摺動自在に挿入され、偏心部12との間を連結手段31によって連結されている。35は圧縮室22の端面を封止するバルブプレートで可動弁34aの開閉により圧縮室22と連通する吸入孔34bを有し、吸入孔34bと可動弁34aとによって吸入バルブ機構34が構成される。36はヘッドで高圧室を形成し、バルブプレート35の圧縮室22の反対側に固定される。39は吸入チューブで密閉容器1に固定されるとともに冷凍サイクルの低圧側(図示せず)に接続され、冷媒ガス(図示せず)を密閉容器1内に導く。40は吸入マフラーで、バルブプレート35とヘッド36に挟持されることで固定され、一端がバルブプレート35の吸入孔34bと連通し他端40bが消音空間42に開口する吸入路40aと、消音空間42内と密閉容器1内とを連通し吸入管39近傍に開口する開口部41とから形成される。

【0007】以上のように構成された密閉型圧縮機について以下その動作を説明する。

【0008】電動要素5の回転子4はクランクシャフト10を回転させ、偏心部12の回転運動が連結手段31を介してピストン30に伝えられることでピストン30は圧縮室22内を往復運動することにより、冷却システム(図示せず)から吸入管39を通して密閉容器1内に冷媒ガスが流入する。流入した冷媒ガスは吸入マフラー40の開口部41から吸入され、消音空間42に開放した後連通路40a、吸入孔34bを通り、吸入バルブ34の開いた時に圧縮室22内に流入し、そして圧縮し、

冷却システムへと吐き出される。

【0009】ここで、圧縮室22内へ冷媒が吸い込まれる際に発生する冷媒の圧力脈動は上記冷媒流れの逆向きに伝播していき、吸入マフラー40内の容積と、ガス入口部分41及び連通路40aの流路長と長さにより膨張、縮流を繰り返し減衰し消音する。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら上記従来の構成では、吸入マフラー40で最も圧力脈動の大きい連通路開口端40bの位置が消音空間42端部にある。消音空間42内部では、ある特定の周波数に対し、音の伝搬を行う疎密波が反射し、定在波を形成するが、この定在波の密の部分（以後、腹と呼ぶ）は音圧が高く、疎の部分（以後、節と呼ぶ）は音圧が低い。この定在波の分布の中で、消音空間42端部には節を形成しないため、上記従来の構成では特定の周波数に対し十分な騒音の減衰効果を備えていないという問題点を有していた。

【0011】また、上記従来の構成では、圧縮機の機種変更や冷媒等の変更といった場合には、圧縮機の騒音特性が変動する可能性がある。このケースでは圧縮機として例えば吸入マフラー40の連通路開口端40bの位置変更によって、ある特定の周波数域の騒音を減衰する場合では、吸入マフラー40本体と連通路40aとが別対でないために、吸入マフラー40全体形状の変更が必要であり、吸入マフラー40を製造する際、新規の金型が必要となり、製造コストが増加するといった問題点があった。

【0012】また、上記従来の構成では、吸入マフラー40の連通路40aの長さ及び径で決定する連通路40aの共鳴周波数が適正でないと、共鳴周波数によって変化する連通路40a内の圧力脈動変化、つまり吸入バルブ直前圧力が最大となるタイミングと吸入バルブの開時タイミングが合わないことになり、圧縮室22内へ流入する冷媒ガス量が減少し、冷凍能力や効率が低下するといった問題点があった。

【0013】また、上記従来の構成では、密閉型圧縮機のインバータ化によって低い回転周波数で運転したり、気筒容積の小さいもので運転する場合には、吸入ガスの流速低下や受熱によるガス密度の低下等による影響によって体積効率が低下し、冷凍能力や効率が低下するといった問題点があった。

【0014】本発明は、従来の課題を解決するもので、消音空間内における消音効果を有効に使い、かつ、吸入マフラー内にある連通路の開口端位置の変更が容易であり、かつ圧縮室内への冷媒流入量を増加させることで冷凍能力や効率の低下を防止し、かつ、冷媒の循環量が少ない場合における体積効率の低下を抑え冷凍能力や効率の低下を防止できる密閉型圧縮機を提供することを目的としている。

【0015】

【課題を解決するための手段】本発明の請求項1に記載の発明は、吸入マフラーは第1空間と前記第1空間よりも狭い第2空間とを消音空間内に構成するとともに、吸入バルブと前記第1空間とを連通させ、第1空間内に延出開口する第1連通路と、密閉容器内と前記第2空間とを連通させる第2連通路とを有することで、吸入バルブからの吹き返しによる圧力脈動の大きい第1の連通路の開口端を消音効果の高い広い空間部に開口させ、且つ、開口端を消音したい音の節に位置することから、高い消音効果を得るといった作用を有する。

【0016】請求項2に記載の発明は、吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、吸入バルブと前記消音空間内とを連通させる第1連通路と、密閉容器内と前記消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、前記第1連通路と前記第2連通路の少なくとも一方に前記消音空間内に延出開口するとともに別体部品で形成された延出開口部を有し、前記延出開口部に溶着突起を設けるとともに、前記溶着突起に縫合する孔を前記本体に設けたものであり、機種変更や冷媒変更等における消音特性の変化に対し、延出開口部のみの差し替えで吸入マフラー内にある連通路の開口端位置の変更ができるためサクションマフラー本体の新規の金型が不要であり、また簡便な外部加熱方式の溶着が可能なため、設備や部品のコストが小さくて済むといった作用を有する。

【0017】請求項3に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、さらに、第1連通路の共鳴周波数を可動弁の固有振動数の4倍以下としたものであり、共鳴周波数によって変化する連通路内の圧力脈動変化、つまり吸入バルブ直前圧力が最大となるタイミングと吸入バルブの開時タイミングを合わせることができ、圧縮室内へ流入する冷媒ガス量が増加し、冷凍能力や効率が向上するという作用を有する。

【0018】請求項4に記載の発明は、吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、吸入バルブと消音空間内とを連通させる第1連通路と、密閉容器内と消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、 cm^3 で表した消音空間の容積とJIS B 8606の試験方法で吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件におけるワットで表した冷凍能力との比が2.5以上で、かつ第1連通路の共鳴周波数を可動弁の固有振動数の4倍以下としたものであり、密閉型圧縮機のインバータ化により低周波数域で運転する場合や、気筒容積の小さい仕様で運転する場合でも、吸入マフラー内の圧力脈動を有効に利用することが出来、圧縮室内への冷媒流入量が増加し、冷凍能力や効率が向上するという作用を有する。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明による圧縮機またはポンプの実施例について、図面を参照しながら説明する。なお、従来と同一構成については、同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0020】(実施の形態1) 図1は、本発明の実施の形態1による密閉型圧縮機の縦断面図であり、図2は、同実施の形態の吸入マフラー側面図であり、図3は同実施の形態の吸入マフラー断面図である。図4は同実施の形態の吸入マフラー音響特性である。

【0021】図1において、101は密閉容器で、巻線部103aを保有する固定子103と回転子104からなる電動要素105と、電動要素105によって駆動される圧縮要素106を収容する。108は密閉容器101内に貯留したオイルである。

【0022】次に圧縮要素106の詳細を以下に説明する。

【0023】110はクランクシャフトで、回転子105を圧入固定した主軸部111および主軸部111に対し偏心して形成された偏心部112を有するとともに、主軸部111の内部にはオイルポンプ113がオイル108中に開口するよう設けてある。120はシリンダーブロックで、略円筒形の圧縮室122を有するとともに主軸部111を軸支する軸受け部123を有し、電動要素105の上方に形成されている。130はピストンでシリンダーブロック120の圧縮室122に往復摺動自在に挿入され、偏心部112との間を連結手段131によって連結されている。135は圧縮室122の端面を封止するバルブプレートで可動弁134aの開閉により圧縮室122と連通する吸入孔134bを有し、吸入孔134bと可動弁134aとによって吸入バルブ機構134が構成される。136はヘッドで高圧室を形成し、バルブプレート135の圧縮室122の反対側に固定される。139は吸入チューブで密閉容器101に固定されるとともに冷凍サイクルの低圧側(図示せず)に接続され、冷媒ガス(図示せず)を密閉容器1内に導く。

【0024】143は吸入マフラーで、バルブプレート135とヘッド136に挟持されることで固定され、主にガラス繊維を添加したポリブチレンテレフタレート(PBT)やポリフェニレンサルファイド(PPS)などの合成樹脂で作られている。

【0025】図2、図3において、吸入マフラー143は、空間内容積を広く形成した第1空間143aと、密閉容器101内のモーター103やクラスター103c、シリンダーブロック106、シリンダヘッド136、密閉容器101等の制約上狭く形成した第2空間143bを有し、一端が密閉容器101内に連通し他端144aが狭い消音空間に延出しながら開口する第2連通路144と、一端がバルブプレート135の吸入孔134bと連通し、他端145aが広い第1空間143aに延出しながら開口する第1連通路145を有す。

【0026】図4において、横軸は周波数、縦軸は消音機の消音効果をデシベルdBで表わし、破線が従来例の吸入マフラーの消音特性で実線が本発明品の消音特性を表わしている。

【0027】以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作を説明する。

【0028】電動要素105の回転子104はクランクシャフト110を回転させ、偏心部112の回転運動が連結手段131を介してピストン130に伝えられることでピストン130は圧縮室122内を往復運動することにより、冷却システム(図示せず)から密閉容器101内に冷媒ガスが流入し吸入管139を通して密閉容器101内に導かれる。吸入された冷媒ガスは吸入マフラー143の開口部141から吸入され、第2連通路144を経て第2空間143bに開放した後、第1空間143aから第1連通路145aを経て吸入孔135aを通り、吸入バルブ134の開いた時に圧縮室122内に流入そして圧縮し、冷却システムへと吐き出される。

【0029】ここで、圧縮室122内へ冷媒が吸い込まれる際に発生する冷媒の圧力脈動は上記冷媒流れの逆向きに伝播していく。この際、吸入マフラー143内で最も脈圧の大きい部位は、圧縮室から最も近い連通路の開口端145aである。しかしながら、第1連通管開口部145aは消音空間内で圧力脈動の減衰効果の高い広い第1空間143aの内に延出開口し、且つ、消音空間内で発生する例えば騒音の問題となりうる3kHz~4kHz域の音の節に開口部145a位置を延出しているため、図4に矢印で示したような、特定の周波数帯における消音効果を得ることができる。また、広い第1空間143aで減衰された圧力脈動は、狭い第2空間143bと第2連通路144の内径と長さによる圧力損失によってさらに減衰されるので、より高い消音効果を得ることが出来る。

【0030】以上のことから、吸入マフラー143は第1空間143aと第1空間143aよりも狭い第2空間143bとを消音空間に含むとともに、吸入バルブ134と第1空間143aとを連通させ、第1空間143a内に延出開口する第1連通路145と、密閉容器1内と第2空間143bとを連通させる第2連通路144とを備えたものであり、圧縮機の小型化等によって吸入マフラー143のスペースが狭くなっても、収まるべく形状に成形し、圧縮室22からの吹き返しによる圧力脈動の大きい第1連通路145の他端145aを消音効果の高い広い第1空間143a内で消音したい特定周波数域の騒音の節に延出開口して、更に第2連通路の他端144aを狭い空間部143b側に延出することによって、限られた空間においても効率的に高い消音効果を得ることができる。

【0031】(実施の形態2) 図5は、本発明の実施の形態2による密閉型圧縮機の縦断面図であり、図6は、同実施の形態の吸入マフラー組立工法を示した斜視図である。図7は、同実施の形態の吸入マフラー側面図であり、図8は、同実施の形態の吸入マフラー正面図である。

【0032】図5、図6、図7、図8において146は吸入マフラーであり、図6の反圧縮室122側バーツA147と圧縮室122側のバーツB148を嵌合し超音波等により溶着結合することから、図5と図7に示した消音空間146aが形成される。

【0033】バーツA147には、密閉容器101内と消音空間146aとを連通する第2連通路149を有するとともに、一端がバルブプレート135の吸入孔135aと連通した第1連通路150を有す。第1連通路150は、開口端151aが消音空間146aと連通し溶着突起152を有した延出開口部151と結合される。

【0034】バーツB148には、溶着突起152と溶着結合する孔148aが設けられている。図7、図8の153は、図6の溶着突起152がバーツB148に溶着結合した溶着部である。

【0035】以上のように構成された密閉型圧縮機の吸入マフラー146の組立て手順を説明する。

【0036】吸入マフラー146の組み立て手順は、図6に示したように、先にバーツA147の第1連通路150に延出開口部151を嵌合した後に、延出開口部151の溶着突起152をバーツB148の孔148aに挿入し、バーツA147とB148を嵌め合わせて溶着した後に、溶着突起152をバーツB148に溶着固定する。

【0037】ここで、溶着突起152とバーツB148との溶着には、インパルス溶着、てて溶着、熱板溶着、熱風溶着等による簡易的な外部加熱による手法を用いることが出来る。

【0038】以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作を説明する。

【0039】圧縮機の各部品例えは、気筒容積の変更に伴う密閉容器101の形状変更や、冷媒の変更、例えはハイドロフルオロカーボン(HFC)からハイドロカーボン(HC)等への変更といった場合には、冷媒の音速が例えはR134aで170m/sec、R600aでは225m/secといった違いにより、吸入マフラー内の消音特性が変化するため、圧縮機からの騒音特性も変化する。

【0040】この時、第1連通路150に延出開口部151が別対部品で結合されるため、延出開口部151の開口端151aの位置変更のみで、例えは消音したい周波数帯の音の節に開口部151aを設けるといった簡易的な方法により消音特性の変更が可能である。

【0041】従って、吸入マフラー146本体を構成する他の部品バーツA147やバーツB148の金型変更をしなくとも延出開口部151のみの差し替えで開口端151aの変更が出来るため新規の金型が不要であり、また簡便な外部加熱方式による溶着が可能なため、設備や部品のコストが小さく済む。

【0042】以上のことから、吸入マフラー146は消

音空間146aを形成する本体と、吸入バルブ134と消音空間146a内とを連通させる第1連通路150と、密閉容器101内と消音空間内146とを連通させる第2連通路149とからなり、第1連通路150と第2連通路149の少なくとも一方に消音空間146a内に延出開口するとともに別体部品で形成された延出開口部151を有し、延出開口部151に溶着突起152を設けるとともに、溶着突起152に継合する孔148aをバーツB148に設けたものであり、機種変更や冷媒変更等における消音特性の変化に対し、延出開口部151のみの差し替えで吸入マフラー146内にある第1連通路150或は第2連通路149の開口端位置の変更ができるため新規の金型が不要であり、また簡便な外部加熱方式の溶着が可能なため、設備や部品のコストが小さく済む。

【0043】なお、本実施例において、第1連通管150に溶着突起152を設けて吸入マフラー146と溶着する構成としたが、第2連通路149に同様の溶着突起152を設けて吸入マフラー146と溶着結合する構成においても、同様の効果が得られる。

【0044】また、上記した構成による作用は、冷媒の他それに組み合わされるオイルの種類を問わず、普遍的である。

【0045】(実施の形態3)図9は、本発明の実施の形態3による特性図である。

【0046】本実施例の形態は、実施の形態1の図1から図3における吸入マフラー143の第1連通路145の共鳴周波数が可動弁134aの固有振動数の4倍以下となるように第1連通路145の断面積及び長さを決定している。

【0047】図9において、横軸は吸入バルブ134の可動弁134aの固有振動数に対する吸入マフラー143の第1連通路145の共鳴周波数との比率を表わし、縦軸は効率を比率で表わしている。

【0048】以上のように構成された圧縮機について、以下その動作を説明する。

【0049】圧縮機の運転中に、ピストン130が往復運動すると、吸入バルブ134を構成する可動弁134aはほぼその固有振動数に応じてクランクシャフト110の1回転中にn回(n=1, 2, 3, ...)の振動を行いう。また、圧縮室122内へ冷媒が吸い込まれる時には、冷媒の圧力脈動が発生し、第1連通路145内はほぼ第1連通路145の長さと径で決まる共鳴周波数に応じた膨張、縮流をクランクシャフト110の1回転中にn回(n=1, 2, 3, ...)繰り返される。

【0050】従って、可動弁134aの開いているタイミング、つまり開時直後から閉時直前間のいずれかで可動弁134a直前圧力が増大する様に第1連通路145の共鳴周波数にすることにより、圧縮室内に流入する冷媒ガス量が増大し、体積効率が増大して冷凍能力や効率

50

の向上が図れる。

【0051】本発明では、例えば、第1連通路145の共鳴周波数が可動弁134aの固有振動数の4倍以下で使用することにより、可動弁134aの開いているタイミングに可動弁134a直前圧力を増大することができ、図9に示したような冷凍能力や効率の向上を図る事が出来る。

【0052】以上のことから、第1連通路145の共鳴周波数を可動弁134aの固有振動数の4倍以下としたものであり、第1連通路154の共鳴周波数同等の圧力脈動と可動弁134aの固有振動数同等のバルブ開閉タイミングとを近づけることで圧縮室122内への流入冷媒量を増やすことができ、冷凍能力や効率の低下を防止する。

【0053】(実施の形態4) 図10は、本発明の実施の形態4による密閉型圧縮機の縦断面図である。図11は同実施例の冷凍能力変化時の効率特性図である。

【0054】図10において、157は合成樹脂からなる吸入マフラーであり、バルブプレート135の吸入孔135aと吸入マフラー157内の消音空間160とを連通する第1連通路158を有す。156aは吸入バルブ機構156を構成する可動弁であり、圧縮機運転時に開閉を繰り返し、開時に第1連通路158と圧縮室122とを連通せしめる。第1連通路158は、連通路158内の共鳴周波数が可動弁156の固有振動数の4倍以下となるような断面積及び長さを構成している。また、消音空間160は、 cm^3 で表した容積とJIS B 8606の試験方法で吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件におけるワットで表した冷凍能力との比が2.5以上としている。

【0055】図11において、横軸はJIS B 8606の試験方法で吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件における冷凍能力を表わし、縦軸は効率を比率で表わしている。

【0056】尚、本実施の形態において、密閉型圧縮機はインバータ駆動され最低運転周波数時の冷凍能力がJIS B 8606の試験方法において、吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件において65W以下である。

【0057】以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作を説明する。

【0058】冷凍冷蔵庫などの冷凍能力が65W以下といった低冷凍能力運転を行う密閉型圧縮機の吸入マフラー157の内容積は、予め冷凍能力の1/4の約26 cm^3 としており、最小冷凍能力の低下に伴い小さいボリュームで構成される。そのため、吸入マフラー157内の圧力脈動の減衰効果が低化することで可動弁156直前に伝播する圧力脈動が増加し、可動弁156開時に圧縮室122内へと押し出される冷媒流入量がより増加する。

【0059】これに加え、圧縮機の運転中に、ピストン130が往復運動すると、吸入バルブ156を構成する可動弁156aはほぼその固有振動数に応じてクランクシャフト110の1回転中にn回($n = 1, 2, 3, \dots$)の振動を行いう。また、圧縮室122内へ冷媒が吸い込まれる時には、冷媒の圧力脈動が発生し、第1連通路158内はほぼ第1連通路158の長さと径で決まる共鳴周波数に応じた膨張、縮流をクランクシャフト110の1回転中にn回($n = 1, 2, 3, \dots$)繰り返される。

【0060】従って、可動弁156aの開いているタイミング、つまり開時直後から閉時直前間のいずれかで可動弁156a直前圧力が増大する様に第1連通路158の共鳴周波数にすることにより、圧縮室内に流入する冷媒ガス量が増大し、体積効率が増大して冷凍能力や効率の向上が図れる。

【0061】従って、特に低冷凍能力運転時において、図11に示したように、より顕著な効率向上効果を得ることができる。

【0062】以上のことから、吸入マフラー157は消音空間160を形成する本体と、可動弁156aと消音空間160内とを連通させる第1連通路158と、密閉容器101内と消音空間160内とを連通させる第2連通路159とからなり、消音空間160の容積(cm^3)と標準条件における冷凍能力(W)との比が2.5以上で、かつ第1連通路158の共鳴周波数を可動弁156aの固有振動数の4倍以下としたものであり、密閉型圧縮機のインバータ化により低周波数域で運転する場合や、気筒容積の小さい仕様で運転する場合でも、吸入マフラー157内の圧力脈動を有効に利用することが出来、圧縮室122内への冷媒流入量が増加し、冷凍能力や効率が向上する。

【0063】

【発明の効果】以上説明したように請求項1に記載の発明は、吸入マフラーは第1空間と第1空間よりも狭い第2空間とを消音空間内に構成するとともに、吸入バルブと第1空間とを連通させ、第1空間内に延出開口する第1連通路と、密閉容器内と第2空間とを連通させる第2連通路とを備えたものであり、圧縮機の小型化等によって吸入マフラーのスペースが狭くても、効率的な形状に成形し、圧縮室からの吹き返しによる圧力脈動の大きい第1連通路の開口端を消音効果の高い広い第1空間内で、消音したい音の節にまで延出開口し、且つ、第2連通路開口端を狭い空間部側に延出することによって、高い消音効果を得ることができる。

【0064】請求項2に記載の発明は、吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、吸入バルブと消音空間内とを連通させる第1連通路と、密閉容器内と消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、第1連通路と第2連通路の少なくとも一方に消音空間内に延出開口すると

とともに別体部品で形成された延出開口部を有し、延出開口部に溶着突起を設けるとともに、溶着突起に継合する孔をバーツBに設けたものであり、機種変更や冷媒変更等における消音特性の変化に対し、延出開口部のみの差し替えで吸入マフラー内にある第1連通路或は第2連通路の開口端位置の変更ができるため新規の金型が不要であり、また簡便な超音波溶着が可能なため、設備や部品のコストが小さくて済む。

【0065】請求項3に記載の発明は、請求項1に記載の発明に、第1連通路の共鳴周波数を可動弁の固有振動数の4倍以下としたものであり、第1連通路の共鳴周波数同等の圧力脈動と可動弁の固有振動数同等のバルブ開閉タイミングとを近づけることで圧縮室内への流入冷媒量を増やすことができ、冷凍能力や効率の低下を防止する。

【0066】請求項4に記載の発明は、吸入マフラーは消音空間を形成する本体と、吸入バルブと消音空間内とを連通させる第1連通路と、密閉容器内と消音空間内とを連通させる第2連通路とからなり、 $c\text{ m}^3$ で表した消音空間の容積とJIS B 8606の試験方法で吸込み飽和温度-30°C、吐出し飽和温度40°Cの条件におけるワットで表した冷凍能力との比が2.5以上で、かつ第1連通路の共鳴周波数を前記可動弁の固有振動数の4倍以下としたものであり、密閉型圧縮機のインバータ化により低周波数域で運転する場合や、気筒容積の小さい仕様で運転する場合でも、吸入マフラー内の圧力脈動を有效地に利用することが出来、圧縮室内への冷媒流入量が増加し、冷凍能力や効率が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による実施の形態1による密閉型圧縮機の縦断面図
 【図2】同実施の形態の吸入マフラー側面図
 【図3】同実施の形態の吸入マフラー断面図
 【図4】同実施の形態の吸入マフラー音響特性図
 【図5】本発明による実施の形態2による密閉型圧縮機*

*の縦断面図

【図6】同実施の形態の組立工法を説明した斜視図

【図7】同実施の形態の吸入マフラー側面図

【図8】同実施の形態の吸入マフラー正面図

【図9】本発明による実施の形態3による特性図

【図10】本発明による実施の形態4による密閉型圧縮機の縦断面図

【図11】同実施の形態の冷凍能力変化時の効率特性図

【図12】従来の圧縮機の縦断面図

【図13】従来の圧縮機の吸入マフラーの断面図

【符号の説明】

101 密閉容器

105 電動要素

106 圧縮要素

120 シリンダーブロック

134 吸入バルブ

135 バルブプレート

143 吸入マフラー

143a 第1空間

20 143b 第2空間

144 第2連通路

145 第1連通路

146 吸入マフラー

146a 消音空間

148a 孔

149 第2連通路

150 第1連通管

151 延出開口部

152 溶着突起

30 156 吸入バルブ

156a 可動弁

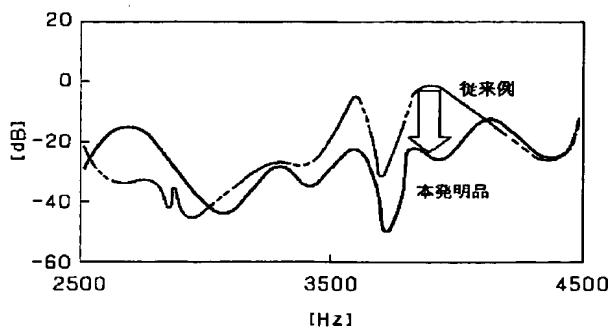
157 吸入マフラー

158 第1連通路

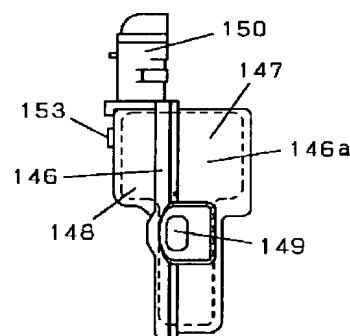
159 第2連通路

160 消音空間

【図4】

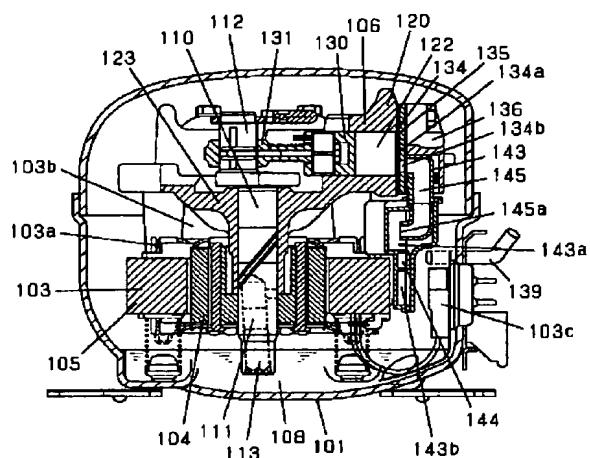


【図7】

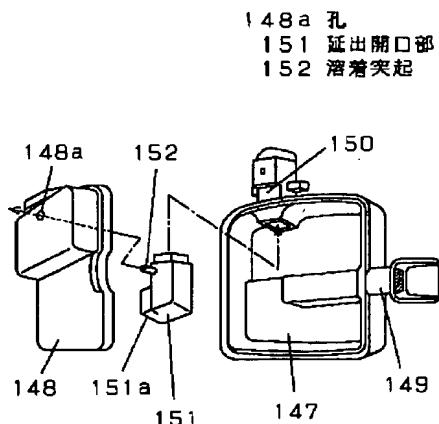


【図1】

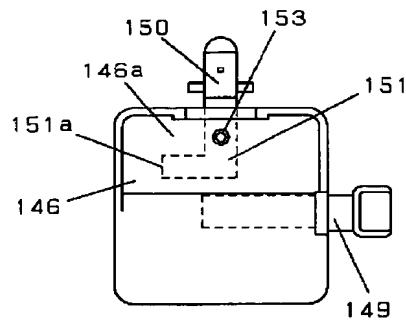
101 密閉容器	134 吸入バルブ
105 電動要素	135 パルププレート
106 圧縮要素	143 吸入マフラー
120 シリンダーブロック	



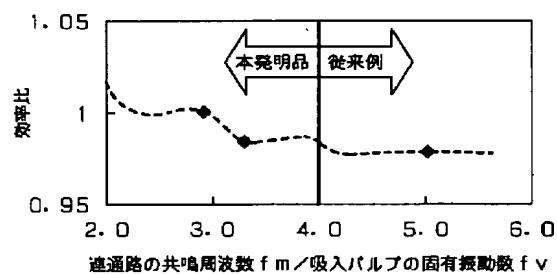
【図6】



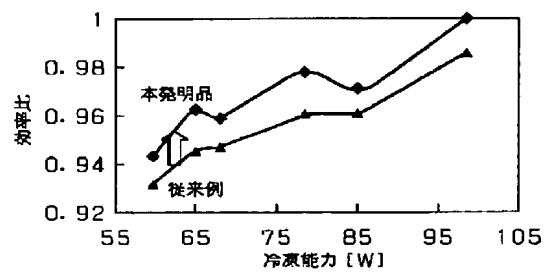
【図8】



【図9】

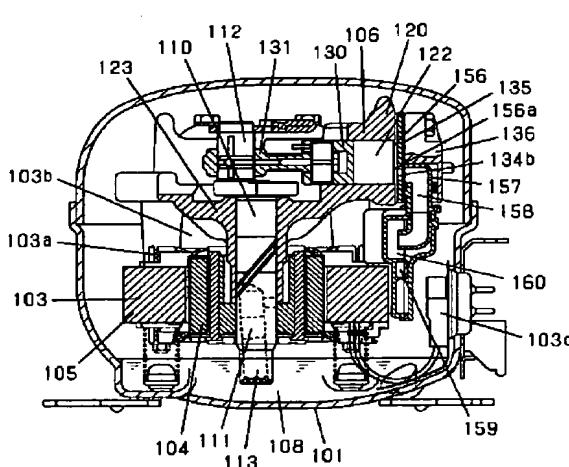


【図11】

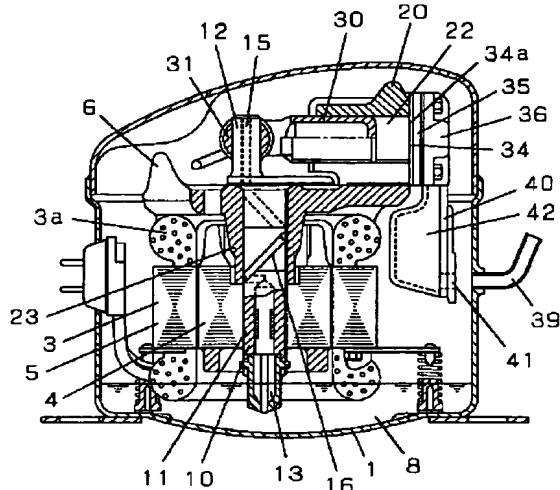


【図10】

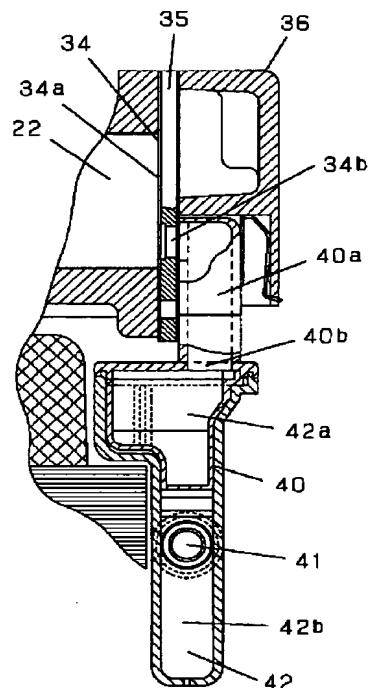
156 吸入バルブ
156a 可動弁
157 吸入マフラー
158 第1連通路
159 第2連通路
160 消音空間



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 井出 照正
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

(72)発明者 堀口 隆文
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

(72)発明者 石田 貴規
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

(72)発明者 長尾 崇秀
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

(72)発明者 斎田 吉紀
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内

F ターム(参考) 3H003 AA02 AB03 AC03 BA03 BD02
CC06 CD03 CD05